

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tanaman Jarak

Tanaman jarak banyak terdapat di daerah Nusa Tenggara Timur dan Nusa Tenggara Barat. Daerah NTT dan NTB mempunyai banyak lahan kritis seperti : luas lahan kritis di Pulau Lombok dan Sumbawa mencapai 1,6 juta hektare. Pemerintah daerah tersebut sedang menggalakkan penanaman jarak sebagai sumber energi alternatif. Tanaman jarak dapat ditanam pada lahan kritis dan tidak memerlukan banyak air dalam pertumbuhannya. Tanaman jarak terdiri dari 4 macam jenis : jarak kalili (*Ricinus Communis*), jarak pagar (*Jatropha curcas*), jarak gurita (*Jatropha multifida*) dan jarak landi (*Jatropha gossypifolia*).

2.2. Minyak Jarak

Minyak jarak diperoleh dari biji jarak yang telah diolah. Minyak jarak dapat digunakan sebagai sumber energi alternatif antara lain sebagai campuran minyak tanah, minyak bakar dan pelumas. Minyak jarak tidak dapat digunakan 100% sebagai pengganti minyak tanah karena mempunyai kekentalan yang cukup tinggi sehingga perlu memodifikasi sumbu kompor yang ada. Pengolahan biji jarak menjadi minyak jarak adalah sebagai berikut :

1. Biji jarak mula-mula dikukus, hal ini dilakukan untuk memperlunak kulit dari biji jarak.
2. Biji jarak yang telah dikukus kemudian dikupas kulitnya. Hasil dari pengupasan adalah daging biji yang berwarna putih.
3. Daging biji jarak kemudian dihancurkan menjadi serpihan kecil agar mudah dalam proses pemerasannya.
4. Daging biji kemudian ditekan menggunakan pres ulir atau hidrolik. Hasil dari penekanan adalah minyak jarak.

Minyak jarak apabila diolah akan menjadi biodiesel yang digunakan sebagai campuran solar bahkan dapat sebagai pengganti solar. Minyak jarak diolah lagi dengan teknologi esterifikasi. Pada tahap ini asam lemak diubah menjadi metil ester. Maklum, keasaman minyak jarak mentah sangat tinggi, sekitar 31 mg

KOH/g minyak. Pada tahap ini, minyak paku kase (sebutan masyarakat Pulau Timor untuk minyak jarak pagar) dimasukkan ke dalam tabung. Di tabung itu dicampurkan katalis. Katalis itulah yang berperan mengubah asam lemak menjadi metil ester. Volume katalis tergantung jenis yang digunakan. Di dalam mesin, CJO dan katalis otomatis terus diaduk selama 2 jam sambil dipanaskan hingga 60°C. Mesin dilengkapi pengaduk yang digerakkan motor listrik. Operator cukup mengontrol suhu agar tidak lebih dari 60°C. Setelah diubah menjadi metil ester, bilangan asamnya hanya tinggal 0,6 mg KOH/g minyak. Minyak hasil esterifikasi ini disebut curcas oil atau minyak kurkas.

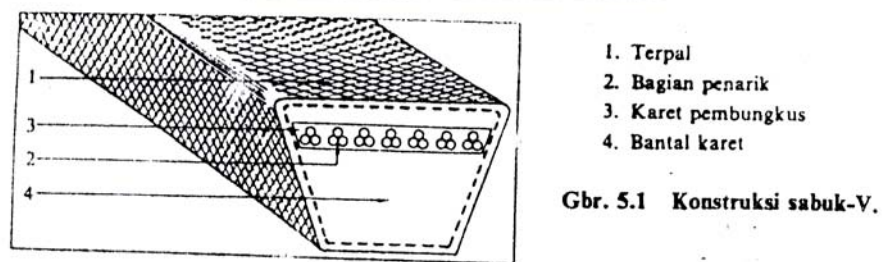
Minyak kurkas masih menyimpan trigliserida. Kekentalannya masih tinggi yaitu 12 cSt; biodiesel, 6 cSt. Dengan karakteristik itu minyak kurkas belum layak sebagai biodiesel lantaran menghambat kinerja mesin. Faedah minyak kurkas untuk mesin diesel berputaran rendah seperti traktor, genset, dan mesin perahu. Minyak kurkas itu dimasukkan ke tabung mesin transesterifikasi. Katalis kembali ditambahkan pada minyak itu. Fungsinya untuk mengubah trigliserida yang terkandung dalam minyak kurkas menjadi metil ester dan gliserol. Keduanya dipisahkan dengan katalis. Gliserol sebagai bahan baku sabun; metil ester, biodiesel.

2.3. Transmisi V – Belt

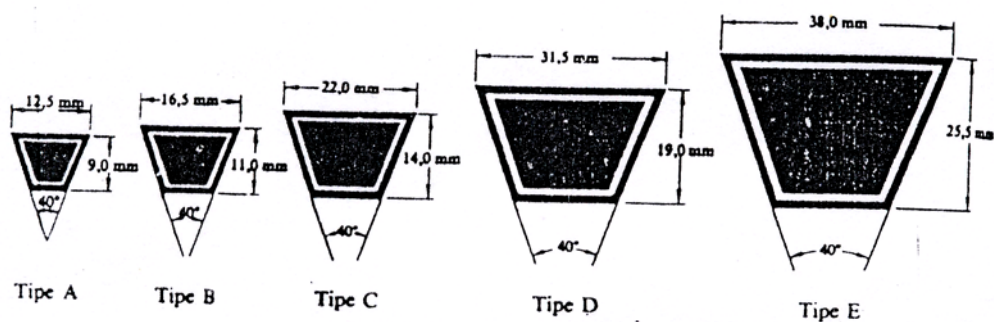
V-belt terbuat dari karet dengan inti tenunan tetoron atau semacamnya dan mempunyai penampang trapesium, *V-belt* dibelitkan di sekeliling alur puli yang membentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah, hal ini merupakan salah satu keunggulan *V-belt* dibandingkan dengan *flat-belt*. *V-belt* memiliki konstruksi yang hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, *V-belt* bekerja lebih halus dan tak bersuara.

2.3.1. Dimensi pada V - Belt dan Puli

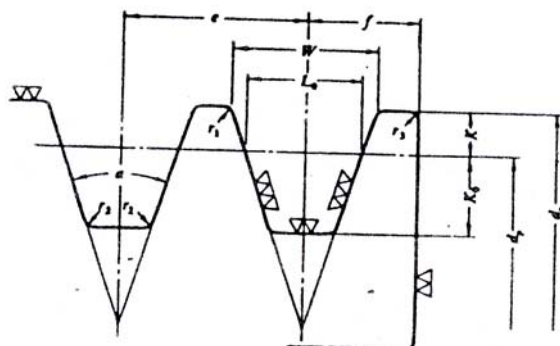
Dimensi yang penting dalam perencanaan V-belt dan puli meliputi diameter puli, panjang V-belt, dan karakter-karakter operasi lain seperti : rasio kecepatan, kecepatan sudut, besarnya putaran, sudut kontak, jarak antar sumbu poros dan dibawah ini adalah gambar konstruksi V-belt dan berbagai penampang belt.



Gambar 2.1. Konstruksi V - Belt



Gambar 2.2. Ukuran Penampang V - Belt



Gambar 2.3. Profil Alur V - Belt

Rasio *Transmisi* (i) pada puli didefinisikan sebagai perbandingan antara kecepatan puli penggerak dengan puli yang digerakkan atau merupakan perbandingan diameter puli yang digerakkan dengan diameter puli penggerak dan dapat dirumuskan sebagai berikut (Ref 3, halaman 525) :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} \quad (2.1)$$

dimana :

i = rasio *transmisi* pada puli.

n_1 = putaran puli pada motor atau penggerak (rpm).

n_2 = putaran puli yang digerakkan (rpm).

d_p = diameter puli pada motor atau penggerak (mm).

D_p = diameter puli yang digerakkan (mm).

2.3.2. Perencanaan V - belt

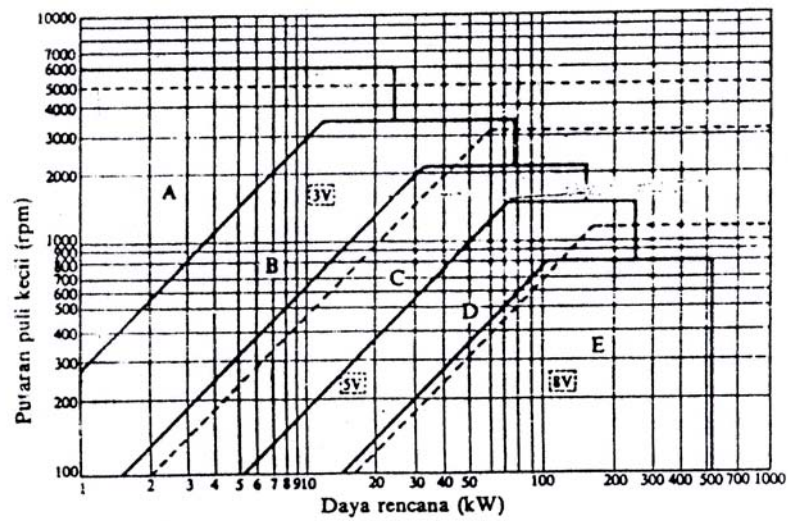
Perencanaan *V-belt* selalu dipengaruhi oleh jarak poros (c), dimana panjang sabuk (L) dapat dinyatakan sebagai berikut (Ref 3 halaman 669) :

$$L = 2c + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4c}(D_p - d_p)^2 \text{ (mm)} \quad (2.2)$$

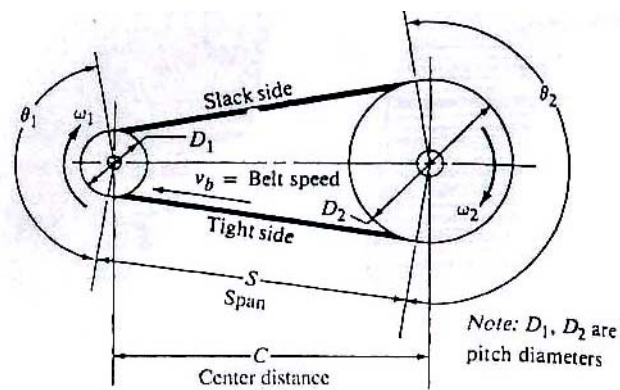
dan sudut kontak sabuk (θ) dapat dihitung dengan rumus (Ref 3, halaman 669):

$$\begin{aligned} \theta_1 &= 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot c} \right] \\ \theta_2 &= 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot c} \right] \end{aligned} \quad (2.3)$$

kemudian dalam penentuan jenis *V-belt* yang sesuai, digunakan gambar 3.4, dimana sumbu vertikal dari diagram menyatakan harga putaran dari poros penggerak dan sumbu horisontal menyatakan harga daya rencana.



Gambar 2.4. Diagram Pemilihan *V-belt*



Gambar 2.5. Sudut Kontak dan Gaya Pada Puli.

Kecepatan linear *V-belt* (v) pada puli dapat diperoleh melalui (Ref 1, halaman 178) :

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{6000} \left(\frac{m}{s} \right) \quad (2.4)$$

Gaya-gaya yang terjadi pada *belt*:

- Tegangan tarik efektif (F_e) dapat diperoleh dari (Ref 3, halaman 665) :

$$T = \frac{63025 \cdot HP}{n} \quad (2.5)$$

T = Torsi pada mesin (lb-in)

HP = Daya yang ditransmisikan (HP)

n = putaran mesin (rpm)

- Tegangan pada sisi tarik (F_1) dapat diperoleh dari (Ref 3, halaman 666) :

$$F_1 = 1,25 \left[\frac{T_1}{R_1} \right] \text{ (N)} \quad (2.6)$$

- Tegangan pada sisi kendur (F_2) dapat diperoleh dari (Ref 3, halaman 666):

$$F_2 = F_1 / 5 \text{ (N)} \quad (2.7)$$

- Gaya tekan puli pada poros (F_p) dapat diperoleh dari (Ref 3, halaman 666):

$$F_p = F_1 + F_2 \text{ (kg)} \quad (2.8)$$

2.4. Poros

Poros adalah salah satu elemen mesin terpenting, dimana penggunaan poros antara lain adalah untuk meneruskan tenaga, poros penggerak klep (seperti *cam shaft*), poros penghubung dan sebagainya. Definisi poros adalah sesuai dengan penggunaan dan tujuan penggunaannya. Di bawah ini terdapat beberapa definisi dari poros :

- *Shaft*, adalah poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme lainnya.
- *Axle*, adalah poros yang tetap tapi mekanismenya yang berputar pada poros tersebut, juga berfungsi sebagai pendukung.
- *Spindle*, adalah poros yang pendek, terdapat pada mesin perkakas dan mampu/sangat aman terhadap momen bending.
- *Line shaft* (disebut juga "*power transmission shaft*") adalah suatu poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya motor penggerak ke mekanisme tersebut.
- *Flexible shaft*, adalah poros yang berfungsi memindahkan daya dari dua mekanisme dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya, dimana daya yang dipindahkan relatif kecil.

Hal-hal yang perlu diperhatikan didalam melakukan perencanaan suatu poros antara lain :

1. Kekuatan poros, suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau bending ataupun kombinasi antara keduanya, kelelahan tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil atau bila poros memiliki alur pasak. Sebuah poros yang direncanakan harus cukup kuat menahan beban-beban diatas.
2. Kekakuan poros, meskipun poros memiliki kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau *defleksi* puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan atau getaran dan suara. Oleh karena itu selain kekuatan, kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.
3. Putaran kritis, adalah bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada putaran tertentu akan terjadi getaran yang besar, sebaiknya poros direncanakan putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritis.
4. Korosi, bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk poros *propeler* dan pompa bila terjadi kontak dengan *fluida* yang korosif.
5. Bahan poros, poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya terbuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang tahan terhadap keausan.

Dapat diketahui dari diagram bidang momen akan diperoleh momen bending maksimum dan dari diagram torsi *internal* diperoleh torsi *internal* maksimum, sehingga untuk mengetahui diameter poros dapat diperoleh dari (Ref. 3, halaman 338) :

$$\frac{0,58 S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.9)$$

$$S_{yp} = 0,5 \cdot S_u \quad (2.10)$$

dimana :

S_{yp} = tegangan pada *yield point* (N/mm^2).

S_u = tegangan maksimum (N/mm^2)

N = faktor keamanan.

d = diameter poros (mm).

M = momen *bending* maksimum (Nmm).

T = torsi *internal* maksimum (Nmm).

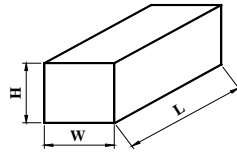
2.5. Pasak

Pasak digunakan pada poros untuk mengunci poros dengan elemen mesin yang berputar seperti : roda gigi, *pulley* dan lain-lain. Pasak juga digunakan untuk mentransfer torsi dari poros ke elemen mesin tersebut. Dibawah ini adalah tabel dari pasak bujursangkar dan persegi panjang standar.

Tabel 2.1. Tabel Dimensi Pasak

Shaft Diameter		Key Size		
Over	To (Incl.)	w	h	Keyway Depth
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Pasak adalah bagian dari elemen mesin, disamping digunakan untuk menyambung juga digunakan untuk mentransmisikan daya antara poros dengan peralatan mesin yang lain seperti poros dengan roda gigi, poros dengan puli dan sebagainya yang disambung dengan poros mesin tersebut. Dalam perencanaan ini digunakan pasak standar bujur sangkar, dimana lebar pasak biasanya berada diantara 0,25%-0,35% dari diameter porosnya.



Gambar 2.6. Geometri pasak

Gaya yang terjadi pada pasak baik secara vertikal maupun horisontal dapat diperoleh dari (Ref 3 halaman 366) :

$$F = \frac{T}{d/2} \quad (2.11.)$$

Pasak dikatakan aman terhadap tegangan geser dan layak untuk dipakai, jika (Ref 3 halaman 366) :

$$S_s = \frac{F}{WL} < \frac{0,58S_{yp}}{N} \quad (2.12.)$$

dan pasak dikatakan aman terhadap tegangan kompresi dan layak untuk dipakai, jika (Ref 3 halaman 367) :

$$S_c = \frac{F}{\frac{W}{2}L} < \frac{S_{yp}}{N} \quad (2.13.)$$

2.6. Bantalan

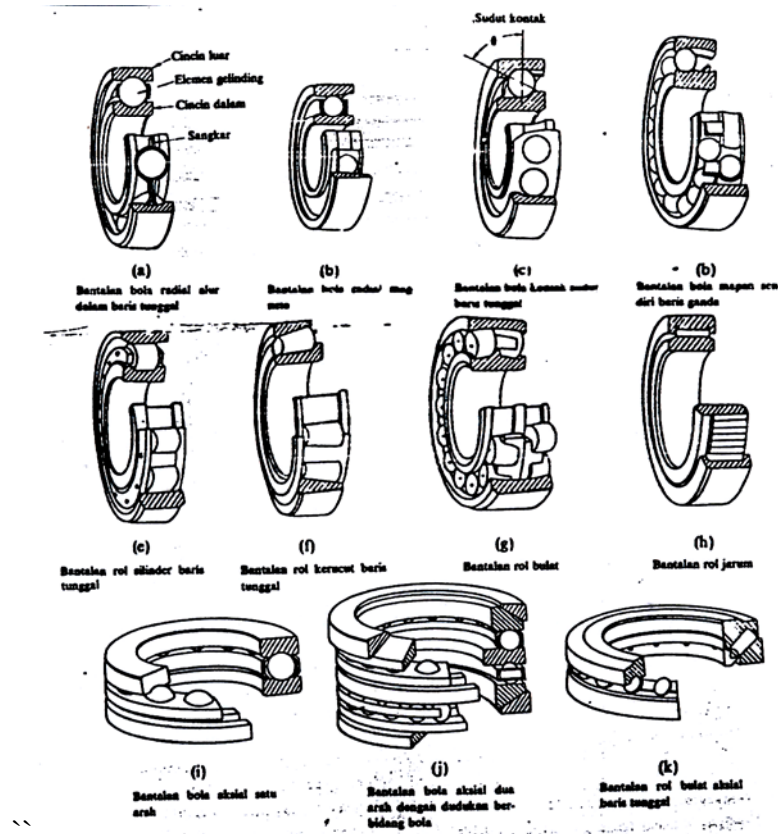
Bantalan adalah elemen mesin yang mampu menumpu poros yang terdapat beban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan mempunyai *rating life* yang panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas Dasar Gerakan Bantalan Terhadap Poros

- Bantalan luncur, pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

- Bantalan gelinding, pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, rol jarum dan rol bulat.



Gambar 2.7. Macam-macam Bantalan Gelinding

2. Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros

- Bantalan *radial*, arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
- Bantalan aksial, arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
- Bantalan gelinding khusus, bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Didalam tugas akhir ini menggunakan bantalan gelinding, karena memiliki kelebihan dibandingkan dengan bantalan luncur yaitu bantalan gelinding tidak perlu melakukan pelumasan, merupakan peredam yang baik dan memiliki umur yang panjang.

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti-Friction Bearing Manufacturers Association*), beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang mana jika diberikan pada bantalan dengan *ring* bagian dalam berputar sedangkan *ring* luar diam, akan memberikan umur yang sama pada saat bantalan itu beroperasi pada kondisi aktual.

Perhitungan beban ekuivalen untuk *ball bearing* dan *roller bearing* dapat digunakan persamaan berikut (Ref.3, halaman 486) :

$$P = X.V.F_r + Y.F_a \quad (2.14)$$

dimana:

P = gaya ekuivalen (N).

F_r = gaya radial (N).

F_a = gaya aksial (N).

V = faktor rotasi bantalan.

= 1,0 jika *ring* dalam yang berputar .

= 1,2 jika *ring* luar yang berputar.

X = faktor beban radial.

Y = faktor beban aksial.

bila yang terjadi adalah beban radial saja, maka harga $X=1$ dan $Y=0$ sehingga persamaan diatas menjadi (Ref 3 halaman 486):

$$P = V.F_r \quad (2.15)$$

dimana gaya radial bantalan diambil yang terbesar yang didapat dari hasil pada perencanaan poros.

Dimana perlu diperhatikan dalam perhitungan dan pemilihan bantalan adalah:

1. Kapasitas nominal bantalan

- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) yaitu beban dalam arah tetap konstan yang diterima oleh sejumlah bantalan yang berputar 10^6 putaran dengan 90% dari bantalan mengalami kerusakan.
- Kapasitas nominal statis spesifik (C_o) adalah beban *radial* yang diterima oleh bantalan sehingga total deformasi pada elemen gelinding dan cincin maksimal 0,0001 kali diameter elemen gelinding.

2. Umur nominal bantalan dapat diperoleh dari (Ref.3, halaman 485):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \cdot 10^6 \quad (2.16)$$

dimana:

L_{10} = jumlah jam kerja (jam).

C = kapasitas nominal dinamis spesifik (N).

P = beban equivalen (N).

b = nilainya 3, untuk *ball bearing* .

2.7. Screw Conveyor

Screw Conyeyor banyak digunakan oleh industri untuk memindahkan material dari satu tempat ke tempat lain. Selain itu juga banyak digunakan pada mesin pencacah dengan proses kontinyu.

Screw dengan standar *pitch* dan *flight helical* maka putaran *screw* dapat dihitung dengan menggunakan rumus (Ref halaman) :

$$n = \frac{\text{kapasitas} \left(\frac{\text{cu}^3}{\text{jam}} \right)}{\text{kapasitas} \left(\frac{\text{cu}^3}{\text{jam}} \right) \text{ pada } 1 \text{ rpm}} \quad (2.17.)$$

n = putaran *screw*, rpm

Rumus lain yang dapat digunakan adalah (Ref 4 halaman 1031) :

$$\frac{C}{\text{rpm}} = \frac{0,7854 \cdot (D_s^2 - D_p^2) \cdot P \cdot K \cdot 60}{1728} \quad (2.18.)$$

- C = kapasitas, ft³/jam
- rpm = putaran *screw* per-menit
- D_s = diameter *screw*, in
- D_p = diameter poros *screw*, in
- P = *pitch screw*, in
- K = persentase pembebanan

Rumus untuk menghitung daya pada *screw conveyor* dengan posisi horizontal adalah (Ref 4 halaman 1033) :

$$H_{pf} = \frac{L.N.Fd.Fb}{10^6} \quad (2.19.)$$

$$H_{pm} = \frac{C.L.W.Ff.Fm.Fp}{10^6} \quad (2.20.)$$

$$H_{ptotal} = \frac{(H_{pf} + H_{pm}).Fo}{e} \quad (2.21.)$$

- C = kapasitas, ft³/jam
- E = efisiensi
- Fb = faktor *hanger bearing*
- Fd = faktor diameter
- Ff = faktor *flight*
- Fm = Faktor material
- Fo = faktor *overload*
- Fp = faktor *paddle*
- W = massa jenis material (lb/ft³)
- L = panjang *screw*, feet

2.8. Angka Keamanan (N)

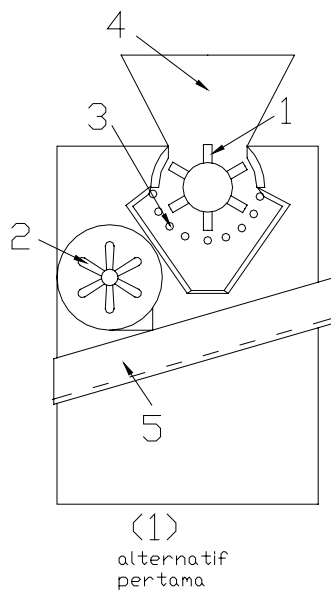
Angka keamanan (N) digunakan pada proses desain karena adanya hal-hal sebagai berikut :

- 1) Variasi pada property material
- 2) Tipe pembebanan
- 3) Efek proses permesinan dan pembentukan
- 4) Faktor keselamatan

N = 1-1,5 = Digunakan pada pembebanan ringan. Material yang digunakan dapat diandalkan, digunakan pada kondisi lingkungan dan pembebanan yang dapat ditentukan secara pasti.

N = 1,5-2 = Digunakan pada meterial yang umum. Material digunakan pada lingkungan yang relatif konstan dengan pembebanan yang dapat direncanakan dengan cepat.

2.9. Alternatif Mekanisme Mesin Pemecah



Keterangan gambar :

Alternatif pertama :

1. Sudu pemecah
2. *Blower*
3. Saringan
4. *Hopper*
5. Keluaran ampas dan daging biji

Mekanisme alternatif pertama :

Biji jarak diletakkan pada *hopper*. Biji kemudian jatuh melalui lubang pada Hopper ke ruang pemecah. Di ruang pemecah terdapat poros dengan sudu-sudu yang terbuat dari plat baja dan susunan pipa-pipa yang dengan jarak tertentu. Biji jarak dipecah di ruang pemecah menggunakan poros bersudu, kemudian karena ukurannya lebih kecil setelah dipecah maka akan turun melewati susunan pipa-pipa. Daging biji jarak dan kulit biji jarak hasil proses dari ruang pemecah akan turun ke saluran keluaran. Di dekat saluran keluaran dipasang blower, gunanya untuk memisahkan kulit dan daging biji jarak. Kulit biji jarak yang mempunyai massa lebih ringan akan ditiup keluar dari bagian belakang mesin, sedangkan daging biji jarak akan keluar melalui bagian depan mesin.

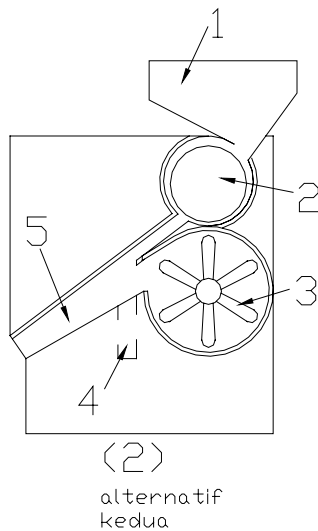
Keuntungan alternatif pertama :

Alternatif pertama :

1. Sistem pemecahan kontinyu.
2. Kemacetan akibat biji jarak yang menumpuk dapat dikurangi akibat adanya gerakan sudu-sudu.
3. Hasil keluaran dapat diatur.
4. Biaya pembuatan lebih murah.

Kerugian alternatif pertama :

1. Keausan pada sudu as pemecah.



Alternatif kedua :

1. *Hopper*
2. Rol pemecah
3. *Blower*
4. Keluaran daging biji
5. Keluaran ampas

Mekanisme alternatif kedua.

Biji jarak diletakkan pada *hopper*. Biji kemudian jatuh melalui lubang pada Hopper ke ruang pemecah. Di ruang pemecah terdapat rol pemecah dengan diameter tertentu. Ruang pemecah didesain mempunyai jarak antara yang semakin sempit dengan rol pemecah mendekati lubang keluaran. Tujuannya adalah agar biji jarak yang jatuh ke ruang pemecah akan dibawa ke lubang keluaran oleh rol, karena ukuran biji jarak lebih besar dari jarak antara rol dan ruang pemecah maka biji jarak akan dihancurkan. Daging biji jarak dan kulit biji jarak hasil proses dari

ruang pemecah akan turun ke saluran keluaran. Di dekat saluran keluaran dipasang *blower*, gunanya untuk memisahkan kulit dan daging biji jarak. Kulit biji jarak yang mempunyai massa lebih ringan akan ditiup keluar dari bagian depan mesin, sedangkan daging biji jarak akan keluar melalui bagian bawah mesin.

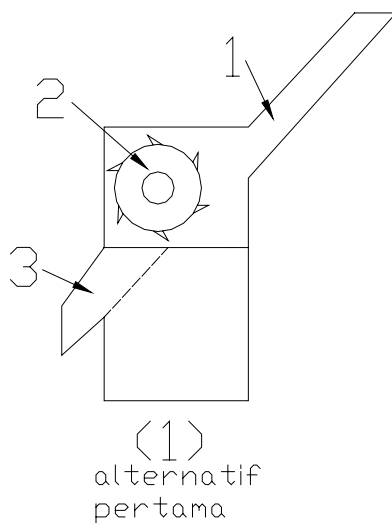
Keuntungan alternatif kedua :

1. Sistem pemecahan kontinyu.
2. Hasil keluaran dapat diatur.

Kerugian alternatif kedua :

1. Keausan pada rol pemecah.
2. Pembuatan mesin lebih rumit.
3. Butuh tenaga penggerak yang besar karena friksi cukup besar

2.10. Alternatif Mekanisme Mesin Penghancur



Keterangan gambar :

Alternatif pertama :

1. Masukan
2. Poros penghancur
3. Keluaran

Mekanisme alternatif pertama :

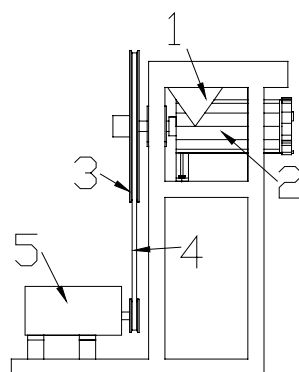
Daging biji jarak diletakkan pada *hopper*. Daging biji kemudian jatuh melalui lubang pada *Hopper* ke ruang perajang. Di ruang perajang terdapat poros dengan pisau-pisau yang dipasang sekelilingnya. Pisau-pisau dipasang miring terhadap sumbu poros gunanya selain sebagai perajang juga untuk memutar daging biji jarak yang masuk. Pada bagian bawah ruang perajang dipasang plat dengan lubang-lubang dengan diameter tertentu. Besar diameter disesuaikan dengan besar hasil rajangan. Apabila hasil rajangan lebih kecil dari lubang plat maka dapat keluar dari ruang perajang melalui saluran keluaran.

Keuntungan alternatif pertama :

1. Sistem penghancuran kontinyu.
2. Hasil keluaran dapat diatur.
3. Kapasitas besar.

Kerugian alternatif pertama :

1. Konstruksi mesin lebih rumit.
2. Biaya pembuatan tinggi.
3. Butuh tenaga penggerak besar.



(2)
alternatif
kedua

Alternatif kedua :

1. *Hopper*
2. *Screw Conveyor*
3. *Pulley*
4. *V-belt*
5. *Motor*

Mekanisme alternatif kedua.

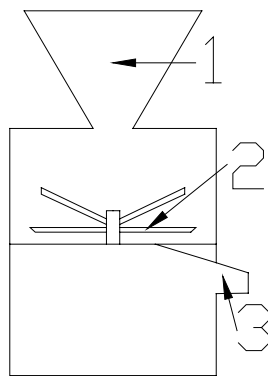
Daging biji jarak diletakkan pada *hopper*. Daging jarak kemudian jatuh melalui lubang pada *Hopper* ke ruang perajang. Pada mesin ini menggunakan sistem *screw conveyor* untuk membawa daging biji jarak, sehingga mesin ini mendekati kontinyu untuk hasil prosesnya. Daging biji jarak yang jatuh dari *hopper* akan dibawa oleh *screw conveyor* ke bagian keluaran. Pada ujung *screw conveyor* dekat bagian keluaran dipasang pisau, gunanya adalah merajang daging biji jarak yang akan keluar. Pada bagian keluaran dipasang plat dengan lubang yang mempunyai besar tertentu. Lubang ini dibuat besar berdasarkan hasil rajangan yang diinginkan.

Keuntungan alternatif kedua :

1. Sistem penghancuran kontinyu.
2. Konstruksi mesin cukup sederhana.
3. Hasil keluaran dapat diatur.

Kerugian alternatif kedua :

1. Kapasitas lebih kecil dari alternatif pertama



(3)
alternatif
ketiga

Alternatif ketiga :

1. *Hopper*
2. Pisau perajang
3. Keluaran

Mekanisme alternatif ketiga :

Alternatif ketiga ini menganut sistem kerja blender. Perajangan daging biji jarak dilakukan oleh pisau yang berputar. Jumlah pisau yang digunakan adalah 4 buah. Pisau-pisau ini dipasang pada sebuah poros berputar. Perajangan dilakukan selama waktu tertentu, lama waktu perajangan bisa diatur oleh timer. Hasil perajangan daging biji jarak dikeluarkan melalui bagian samping bawah dari blender.

Keuntungan alternatif ketiga :

1. Mekanisme sederhana.
2. Kapasitas besar.

Kerugian alternatif ketiga

1. Sistem penghancuran tidak kontinyu.
2. Butuh tenaga penggerak besar
3. Biaya pembuatan tinggi

Berdasarkan keuntungan dan kerugian diatas seperti : hasil kontinyu, konstruksi sederhana, biaya pembuatan murah maka untuk mekanisme mesin pemecah kulit biji jarak dipilih alternatif pertama dan untuk mekanisme penghancur daging biji jarak dipilih alternatif kedua.